

PAT-NO: JP408128392A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 08128392 A

TITLE: INSCRIBING TYPE OIL PUMP ROTOR

P

PUBN-DATE: May 21, 1996

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

HOSONO, KATSUAKI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

MITSUBISHI MATERIALS CORP

N/A

APPL-NO: JP06270004

APPL-DATE: November 2, 1994

INT-CL (IPC): F04C002/10

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide an inscribing type oil pump rotor having the proper number of engaging teeth and small surface pressure stress.

CONSTITUTION: An inner rotor 3 and an outer rotor 2 having an inner tooth part 2A having the number of teeth more than that of the teeth of the outer tooth part 3A of the inner rotor 3 by one tooth mesh with each other to be incorporated under the eccentric condition. The inner rotor 3 has a trochoidal tooth form satisfying an expression; $0.120 \leq e.n/(\pi.D) \leq 0.140$ (where (n) is the number of the outer teeth 3A, e: mm the eccentric amount and D: mm the diameter of addendum circle). Thus, the durability and low noise property of an inscribing type oil pump rotor 1 can be improved.

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-128392

(43)公開日 平成8年(1996)5月21日

(51)Int.Cl.⁶

F 0 4 C 2/10

識別記号

3 2 1 A

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全 8 頁)

(21)出願番号 特願平6-270004

(22)出願日 平成6年(1994)11月2日

(71)出願人 000006264

三菱マテリアル株式会社

東京都千代田区大手町1丁目5番1号

(72)発明者 細野 克明

新潟県新潟市小金町3番地1 三菱マテリアル株式会社新潟製作所内

(74)代理人 弁理士 牛木 譲 (外1名)

(54)【発明の名称】 内接型オイルポンプロータ

(57)【要約】

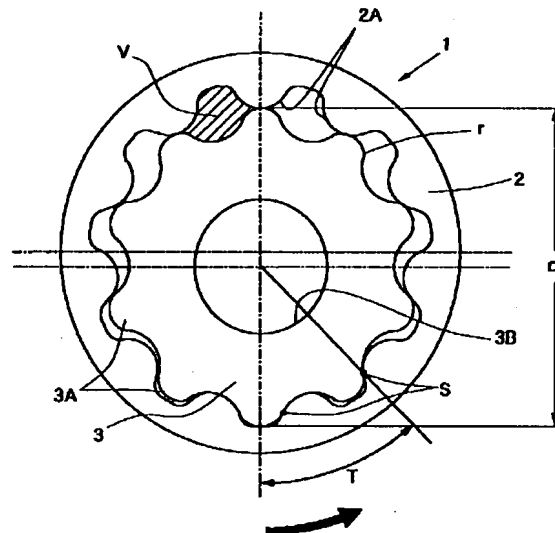
【目的】 噛合歯数が適切で面圧応力の小さい内接型オイルポンプロータを提供する。

【構成】 インナーロータ3と、前記インナーロータ3の外歯部3Aの歯数よりも1枚多い内歯部2Aを有するアウターロータ2とが互いに歯合して偏心状態で内接して組み付けられている。前記インナーロータ3は外歯3Aの歯数 (n:個)と、偏心量 (e:mm)と、歯先円の直径 (D:mm)とが下記式

$$0.120 \leq e \cdot n / (\pi \cdot D) \leq 0.140$$

を満たすトロコイド歯形を有する。

【効果】 内接型オイルポンプロータ1の耐久性能及び低騒音性を向上させることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 n 個の外歯を有するインナーロータと、
($n+1$)個の内歯を有するアウターロータとからなる
内接型オイルポンプロータにおいて、前記インナーロー
タの歯数(n :個)と偏心量(e :mm)と歯先円の直径
(D :mm)とが下記式

$$0.120 \leq e \cdot n / (\pi \cdot D) \leq 0.140$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形としたこ
とを特徴とする内接型オイルポンプロータ。

【請求項2】 前記インナーロータの歯数(n :個)と
偏心量(e :mm)とインナーロータの歯形の創成円の半
径(R :mm)とが下記式

$$0.20 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.35$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形としたこ
とを特徴とする請求項1記載の内接型オイルポンプロー
タ。

【請求項3】 前記インナーロータの歯数(n)が8以
上の整数であることを特徴とする請求項1又は2記載の
内接型オイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は内接型オイルポンプロー
タに関し、特に噛合歯数が適切で面圧応力の小さい内接
型オイルポンプロータに関する。

【0002】

【従来の技術】内接型オイルポンプ用のギヤとしてトロ
コイド歯形を有するトロコイドロータがその効率の良さ
や製作し易さなどの利点を持つため広く普及している。

【0003】図6に示すようにこの内接型オイルポンプ
11は、ケーシング12のロータ室12A内においてアウター
ロータ13にインナーロータ14が偏心状態で内接して組み
付けられたものである。アウターロータ13は内周に円弧
歯に形成した内歯部13Aを有し、一方インナーロータ14
は外周にトロコイド歯に形成した外歯部14Aを有し、複
数の空隙部を形成して歯合している。内歯部13A及び外
歯部14Aの数は、インナーロータ14の方が1つ少なく
なっている。そして、前記アウターロータ13は、ケーシ
ング12のロータ室12A内に回転自在に嵌合されている。また前記インナーロータ14は、その中心部に中心孔14Bを
有し、この中心孔14Bに駆動軸15が嵌合されている。さ
らに前記ケーシング12のロータ室12Aには両ロータ13、
14の中心軸を挟んで両側に吸入口16と吐出口17とが形成
されている。そして、使用時には、駆動軸15を介してイ
ンナーロータ14が回転運動し、それに伴い内歯部13Aと
外歯部14Aとの噛合によりアウターロータ13も同方向へ
回転し、それぞれの空隙部の容積がアウターロータ13及
びインナーロータ14が一回転する間に大小に変化し吸入
口16でオイルを吸入し、吐出口17でオイルを吐き出すと
いうものである。

【0004】このような内接型オイルポンプに使用され

る従来トロコイドロータの一例を図3に示す。このトロ
コイドロータ1は、10個の内歯2Aを有するアウター
ロータ2に9個の外歯3Aを有するインナーロータ3が
偏心状態で内接して組み付けられたものである。前記ア
ウターロータ2とインナーロータ3とは、複数の空隙部
たる輸送ルームVを形成して歯合している。また前記イ
ンナーロータ3は、その中心部に中心孔3Bを有する。
なおSはインナーロータ3とアウターロータ2との噛合
点であり、Tはインナーロータ3とアウターロータ2と
の噛合トルクの伝達角度である。このインナーロータ3
は歯先円の直径(D)が70.00mmで、偏心量(e)が3.
50mmで、インナーロータ3の歯形の創成円の半径(R)
が8.55mmで、インナーロータ外歯歯形の最小曲率半径
 r が0.04mmとなっている。

【0005】

【発明が解決しようとする問題点】上記図3及び図6に
示すような従来のトロコイドロータ1では、高速回転・
高負荷運転領域で使用されるとインナーロータ3とアウ
ターロータ2との噛み合いにおいて、しばしばその噛合
歯数が少なすぎたり噛合の面圧応力が大きすぎたりする
ため、ポンプの耐久性能が低下したり騒音が発生したり
するという問題点があった。しかもこれらの噛合歯数お
よび噛合の面圧応力を両方とも適正化するのは極めて困
難であった。

【0006】本発明は上記問題点に基づいて成されたも
のであり、噛合歯数が適切で面圧応力の小さい内接型オ
イルポンプロータを提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】本発明の請求項1の内接
型オイルポンプロータは、 n 個の外歯を有するインナー
ロータと、($n+1$)個の内歯を有するアウターロータ
とからなる内接型オイルポンプロータにおいて、前記イ
ンナーロータの歯数(n :個)と偏心量(e :mm)と歯
先円の直径(D :mm)とが下記式

$$0.120 \leq e \cdot n / (\pi \cdot D) \leq 0.140$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形としたも
のである。

【0008】また請求項2の内接型オイルポンプロータ
は、前記インナーロータの歯数(n :個)と偏心量
(e :mm)とインナーロータの歯形の創成円の半径
(R :mm)とが下記式

$$0.20 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.35$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形としたも
のである。

【0009】さらに請求項3の内接型オイルポンプロー
タは、前記インナーロータの歯数(n)が8以上の整数
であるものである。

【0010】

【作用】本発明の請求項1の構成ではインナーロータの
歯数(n :個)と偏心量(e :mm)と歯先円の直径

(D: mm)とが下記式

$$0.120 \leq e \cdot n / (\pi \cdot D) \leq 0.140$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形として、噛合歯数及び面圧応力が適正であり、このため得られる内接型オイルポンプロータ耐久性能の低下が少なく、また騒音が小さくなっている。これは前記式の範囲内とすることによりインナーロータの外歯歯形の最小曲率半径rを0.1以上にすることができるためである。

【0011】また請求項2の構成では、前記インナーロータの歯数(n: 個)と偏心量(e: mm)とインナーロータの歯形の創成円の半径(R: mm)とが下記式

$$0.20 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.35$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形として、内接型オイルポンプロータの耐久性能が一層向上している。

【0012】さらに請求項3の構成では、前記インナーロータの歯数(n)が8以上の整数であるので、推定噛合歯数の値を2.0以上とすることができ、内接型オイルポンプロータの耐久性能及び低騒音性をさらに向上させることができる。

【0013】

【実施例】以下、添付図面を参照して本発明を詳述する。図1に示すように内接型オイルポンプロータ1は、11個の内歯2Aを有するアウターロータ2に10個の外歯3Aを有するインナーロータ3が偏心状態で内接して組み付けられたものである。前記アウターロータ2とインナーロータ3とは、複数の空隙部たる輸送ルームVを形成して歯合している。また前記インナーロータ3は、その中心部に中心孔3Bを有する。なお、Sはインナーロータ3とアウターロータ2との噛合点であり、rはインナーロータ外歯歯形の最小曲率半径である。前記内接型オイルポンプロータ1においては、インナーロータ3とアウターロータ2との噛合トルクが伝達されると考えられる角度範囲Tは約45°となっている。このような内接型オイルポンプロータ1において、インナーロータ3の外歯3Aの歯数(n: 個)と、偏心量(e: mm)と、歯先円の直径(D: mm)とは下記式

$$0.120 \leq e \cdot n / (\pi \cdot D) \leq 0.140$$

を満たす歯形を有する。前記式値(以下βという)が0.120未満では、推定噛合歯数が少なくなり、ポンプの耐久性能が低下するばかりか、騒音が大きくなる。一方βの値が0.140を越えると、インナーロータ外歯歯形の最小曲率半径rの値が極小となり、インナーロータ3とアウターロータ2の噛合において、その部位の面圧応力が極度に高くなり、ポンプの耐久性能が低下するばかりか、騒音が大きくなる。なお、前記最小曲率半径rの値とは、インナーロータ3の歯形の創成円の半径Rを通常の使用範囲である $0.15 \leq (n \cdot R) / (\pi \cdot D) \leq 0.45$ を満たす範囲に仮定した場合における内歯3Aの歯形の最小曲率半径のことである。そして本発明者は、前記最

小曲率半径rの値が0.1mm以下になると、面圧応力が事実上無限大に達し、どのような材質でロータを製作しようとも耐久性能の低下をきたすという事象を見出したのである。前記最小曲率半径rの値が2.5mmを越えると歯形がなだらかになりすぎ、噛み合いの効率が低下しインナーロータ3の外歯歯形とアウターロータ2の内歯歯形とのすべり率が増大し、かえって耐久性能が低下する。

【0014】また噛合歯数はトルクの確実な伝達のためその最大値は2.0(個)以上であるのが好ましい。したがって、インナーロータ3の外歯3Aの歯数(n)は8個以上であるのが好ましい。

【0015】また前記βの値が同一であっても、インナーロータの歯形の創成円の半径(R)によっても耐久性能は大きく影響される。したがって、前記インナーロータの歯数(n: 個)と偏心量(e: mm)とインナーロータ創成円の半径(R: mm)とが下記式 $0.20 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.35$

を満たす歯形を有するのが好ましい。前記式値(以下γという)が0.35を越えるとインナーロータの歯形の創成円の半径Rが比較的大きくなるため、前記最小曲率半径rの計算値が相対的に小さくなり、ポンプの耐久性能が低下し、騒音が大きくなる方向に向かう。一方前記γの値が0.20未満では、創成円の半径(R)が小さくなり過ぎるため、最小曲率半径rの計算値を大きくすることはできるが、今度はアウターロータ2の円弧歯の大きさが相対的に小さくなるため強度が低下し、もって耐久性能を低下させる恐れを生じさせる。

【0016】前記内接型オイルポンプロータ1は、前記図6に示す内接型オイルポンプに組み込んで使用することができる。

【0017】上述したような本発明の内接型オイルポンプロータ1は、前記βの値が0.120~0.140の範囲内にあるので、噛合歯数が適切で面圧応力の小さいトロコイド曲線を創成するのが容易である。特にγの値を0.35~0.20の範囲内とすることにより、耐久性能により優れた内接型オイルポンプロータとすることができる。さらに本発明のトロコイドロータ1では、インナーロータ3の外歯3Aの歯数(n)を8個以上とすることにより、噛合歯数を2.0以上とすることができ、トルクの伝達効率が良好である。

【0018】以下の具体的実施例により本発明をさらに詳細に説明する。

【0019】実施例1

偏心量(e)1.50mm、歯先円の直径(D)36.20mm、歯数(n)8~11個、インナーロータ創成円の半径(R)を $0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.45$ を満たす範囲内としてインナーロータ(No. 1~4)をそれぞれ設計した。このインナーロータの歯数(n)、偏心量(e)及び歯先円の直径(D)を表1に示す。そして各インナーロー

5

6

タの歯数 (n : 個) と偏心量 (e : mm) と歯先円の直径 (D : mm) とインナーロータ創成円の半径 (R : mm) の値から β ($e \cdot n / (\pi \cdot D)$) を算出した。また、最小曲率半径 r の範囲と推定噛合数を計算した。結果を表2に示す。このNo. 3のインナーロータに相当するものを用いた内接型オイルポンプロータを図2に示す。なお、図2に示すインナーロータにおける r の値の実測値は0.95mmであった。

【0020】

【0021】

【表1】

*10 【表2】

No.	β	r^*	推定噛合数**
1	0.106	2.25~ 4.13	2.0 以下
2	0.119	1.59~ 2.97	2.13以下
3	0.132	0.49~ 1.35	2.25以下
4	0.145	0.06以下	2.38以下

注) * r の範囲: 歯形の創成円半径 R を通常の使用範囲である

$0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.45$ を満たすものと仮定した場合における計算値の範囲 (単位はmm)。

** 推定噛合数: インナーロータ3とアウトロータ4とが噛み合うと考えられる角度範囲 T において回転中に噛み合う歯数 (個) を計算した。

【0022】表2から明らかなように同じ偏心量 (e) 及び歯先円の直径 (D) を有するインナーロータであっても歯数の相違により β の値が相違し、この β の値が0.120~0.140 の範囲内にあるNo.3のインナーロータは、最小曲率半径 r の範囲が0.1~2.5 の範囲内であり、推定噛合歯数が2.25個以下であった。これに対し β の値が0.120 未満であるNo. 1及び2のインナーロータでは、最小曲率半径 r の範囲が2.5 mmを越えるものであり、また β の値が0.140 を越えるNo. 4のインナーロータは最小曲率半径 r の範囲が0.1 mm未満であった。

40

【0023】実施例2

偏心量 (e) 3.50mm、歯先円の直径 (D) 70.00 mm、歯数 (n) 6~9個、インナーロータ創成円の半径 (R) を $0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.45$ を満たす範囲内としてインナーロータ (No. 5~8) をそれぞれ設計した。このインナーロータの歯数 (n)、偏心量 (e) 及び歯先円の直径 (D) を表3に示す。また各インナーロータの歯数 (n : 個) と偏心量 (e : mm) と歯先円の直径 (D : mm) とインナーロータ創成円の半径 (R : mm) の値から β ($e \cdot n / (\pi \cdot D)$) を算出した。また、最※50

※小曲率半径 r の範囲と推定噛合数を計算した。結果を表4に示す。この、No. 8のインナーロータに相当するものを用いた内接型オイルポンプロータ (従来例) を図3に示す。図3のインナーロータにおける r の値の実測値は0.04であった。

【0024】

【表3】

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)
5	6	3.50	70.00
6	7	3.50	70.00
7	8	3.50	70.00
8	9	3.50	70.00

【0025】

【表4】

7

No.	β	r	推定噛合数
5	0.095	6.65~ 10.34	1.75以下
6	0.111	4.76~ 7.50	1.88以下
7	0.127	0.73~ 2.28	2.0 以下
8	0.143	0.06以下	2.13以下

【0026】表4から明らかなように同じ偏心量(e)及び歯先円の直径(D)を有するインナーロータであっても歯数の相違により β の値が相違し、この β の値が0.120~0.140の範囲内にあるNo. 7のインナーロータは、最小曲率半径rの範囲が0.1~2.5mmの範囲内であり、推定噛合歯数が2.0個以下であった。これに対し β の値が0.120未満であるNo. 5及び6のインナーロータでは、最小曲率半径rの範囲が2.5mmを越えるものであり、また β の値が0.140を越えるNo. 8のインナーロータは最小曲率半径rの範囲が0.1mm未満であった。

【0027】実施例3

偏心量(e)2.50mm、歯先円の直径(D)80.00mm、歯数(n)11~15個、インナーロータ創成円の半径(R)を $0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.45$ を満たす範囲内としてインナーロータ(No. 9~13)をそれぞれ設計した。このインナーロータの歯数(n)、偏心量(e)及び歯先円の直径(D)を表5に示す。また各インナーロータの歯数(n:個)と偏心量(e:mm)と歯先円の直径(D:mm)とインナーロータ創成円の半径(R:mm)の値から $\beta(e \cdot n / (\pi \cdot D))$ を算出した。また、最小曲率半径rの範囲と推定噛合数を計算した。結果を表6に示す。

【0028】

【表5】

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)
9	11	2.50	80.00
10	12	2.50	80.00
11	13	2.50	80.00
12	14	2.50	80.00
13	15	2.50	80.00

【0029】

【表6】

8

No.	β	r	推定噛合数
9	0.109	3.48~ 7.06	2.38以下
10	0.119	1.11~ 2.65	2.50以下
11	0.129	0.20~ 1.70	2.63以下
12	0.139	0.18~ 0.56	2.75以下
13	0.149	0.05以下	2.88以下

10

【0030】表6から明らかなように同じ偏心量(e)及び歯先円の直径(D)を有するインナーロータであっても歯数の相違により β の値が相違し、この β の値が0.120~0.140の範囲内にあるNo. 11及びNo. 12のインナーロータは、最小曲率半径rの範囲が0.1~2.5mmの範囲内であり、推定噛合歯数が2.75個以下及び2.88個以下であった。これに対し β の値が0.120未満であるNo. 9及び10のインナーロータでは、最小曲率半径rの範囲が2.5mmを越えるものであり、また β の値が0.140を越えるNo. 13のインナーロータは最小曲率半径rの範囲が0.1mm未満であった。

【0031】実施例4

偏心量(e)3.715mm、歯先円の直径(D)59.00mm、歯数(n)4~7個、インナーロータ創成円の半径(R)を $0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.45$ を満たす範囲内としてインナーロータ(No. 14~17)をそれぞれ設計した。このインナーロータの歯数(n)、偏心量(e)及び歯先円の直径(D)を表7に示す。また各インナーロータの歯数(n:個)と偏心量(e:mm)と歯先円の直径(D:mm)とインナーロータ創成円の半径(R:mm)の値から $\beta(e \cdot n / (\pi \cdot D))$ とを算出した。また、最小曲率半径rの範囲と推定噛合数を計算した。結果を表8に示す。

【0032】

【表7】

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)
14	4	3.715	59.00
15	5	3.715	59.00
16	6	3.715	59.00
17	7	3.715	59.00

40

【0033】

【表8】

No.	β	r	推定噛合数
14	0.0802	9.59~ 12.16	1.50以下
15	0.100	6.21~ 8.80	1.63以下
16	0.120	1.48~ 3.76	1.75以下
17	0.140	0.08以下	1.88以下

【0034】表8から明らかなように歯数が8個以下であるNo. 14~17のインナーロータは、推定噛合歯数が2.0個未満であった。これは歯数が少ないことに起因するものである。

【0035】実施例5

偏心量(e) 1.50mm、歯先円の直径(D) 36.20 mm、歯数(n) 10個、インナーロータ創成円の半径(R) 4.55mmとして、前記No. 3のインナーロータに相当する図2に示すインナーロータと、インナーロータ創成円の半径(R)が相違する以外ほぼ同じ諸元のインナーロータ(No. 18)を製造した。このインナーロータの歯数(n)、偏心量(e)、歯先円の直径(D)及びインナーロータ創成円の半径(R)を表9に示す。またこのインナーロータの歯数(n:個)と偏心量(e:mm)と歯先円の直径(D:mm)とインナーロータ創成円の半径(R:mm)の値から β ($e \cdot n / (\pi \cdot D)$)と、 γ ($n \cdot R / (\pi \cdot D)$)を算出した。また、最小曲率半径rの範囲と推定噛合数を計算した。結果を図2に示すインナーロータの結果とともに表10に示す。このNo. 18のインナーロータを用いた内接型オイルポンプロータを図4に示す。なお図4のインナーロータにおけるrの値の実測値は0.53mmであった。

【0036】実施例6

偏心量(e) 1.50mm、歯先円の直径(D) 36.20 mm、歯数(n) 10個、インナーロータ創成円の半径(R) 4.55mmとして前記No. 3のインナーロータに相当する図2に示すインナーロータと、インナーロータ創成円の半径(R)が相違する以外ほぼ同じ諸元のインナーロータ(No. 19)を製造した。このインナーロータの歯数(n)、偏心量(e)、歯先円の直径(D)及びインナーロータ創成円の半径(R)を表9に示す。またこのインナーロータの歯数(n:個)と偏心量(e:mm)と歯先円の直径(D:mm)とインナーロータ創成円の半径(R:mm)との値から β ($e \cdot n / (\pi \cdot D)$)と、 γ ($n \cdot R / (\pi \cdot D)$)を算出した。また、最小曲率半径rの範囲と推定噛合数を計算した。結果を図2に示すインナーロータの結果とともに表10に示す。この、No. 19のインナーロータを用いた内接型オイルポンプ

ロータを図5に示す。

【0037】

【表9】

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)	R (mm)
18	10	1.50	36.20	4.55
19	10	1.50	36.20	1.70
3*	10	1.50	36.20	3.42

【0038】

【表10】

No.	β	γ	r	推定噛合数
18	0.132	0.40	0.53	2.25以下
19	0.132	0.15	1.35	2.25以下
3*	0.132	0.30	0.95	2.25以下

注) *No. 3に相当する図2に示すインナーロータ。

【0039】表10から明らかなようにインナーロータ創成円の半径(R)以外ほぼ同様の諸元を有するインナーロータであっても、 γ の値の計算値は大きく相違し、特に γ の値が0.20~0.35の範囲内であるNo. 3のインナーロータのrの値が良好であり、かつ推定噛合歯数が2.25個以下であった。

【0040】

【発明の効果】本発明の請求項1の内接型オイルポンプロータは、n個の外歯を有するインナーロータと、(n+1)個の内歯を有するアウターロータとからなる内接型オイルポンプロータにおいて、前記インナーロータの歯数(n:個)と偏心量(e:mm)と歯先円の直径(D:mm)とが下記式

$$0.120 \leq e \cdot n / (\pi \cdot D) \leq 0.140$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形としたものである。噛合歯数及び面圧応力が適正であり、このため得られる内接型オイルポンプロータ耐久性能の低下が少なく、また騒音が小さくなっている。

【0041】また請求項2の内接型オイルポンプロータは、前記インナーロータの歯数(n:個)と偏心量(e:mm)とインナーロータ創成円の半径(R:mm)とが下記式

$$0.20 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.35$$

を満たすトロコイド歯形をインナーロータ歯形としたものである。内接型オイルポンプロータの耐久性能及び低騒音性が一層向上している。

【0042】さらに請求項3の内接型オイルポンプロータは、前記インナーロータの歯数(n)が8以上の整数である。噛合歯数の値を2.0以上とすることができ

11

内接型オイルポンプロータの耐久性能及び低騒音性をさらに向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例による内接型オイルポンプロータを示す平面図である。

【図2】No. 3の内接型オイルポンプロータを示す平面図である。

【図3】No. 8の内接型オイルポンプロータを示す平面図である。

【図4】No. 18の内接型オイルポンプロータを示す平

12

面図である。

【図5】No. 19の内接型オイルポンプロータを示す平面図である。

【図6】内接型オイルポンプを示す概略図である。

【符号の説明】

1 内接型オイルポンプロータ

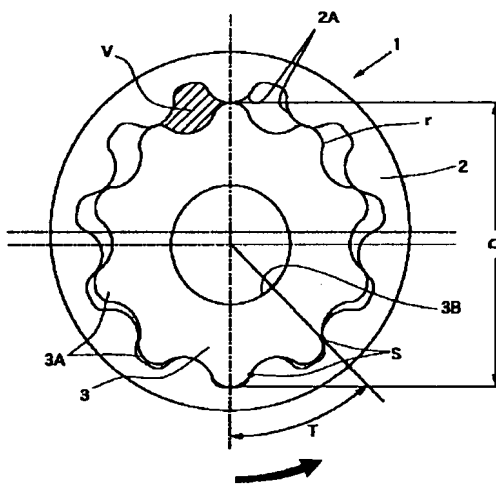
2 アウターロータ

2A 内歯

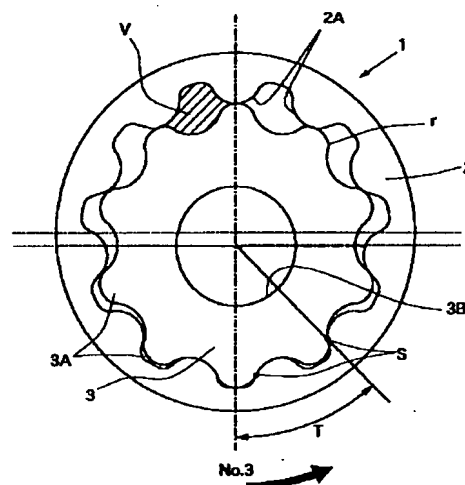
3 インナーロータ

3A 外歯

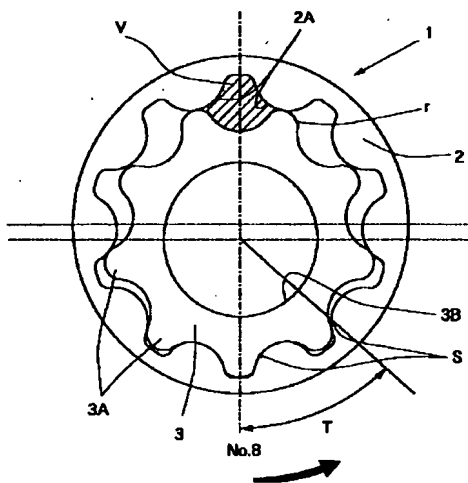
【図1】



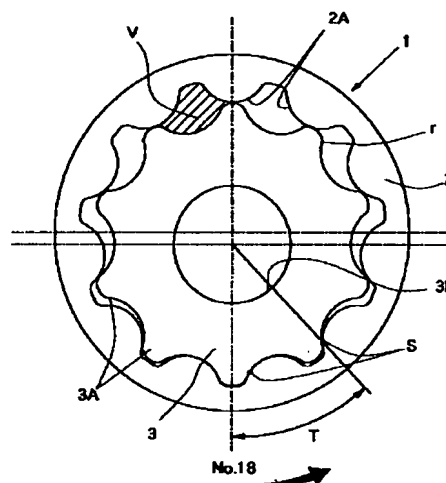
【図2】



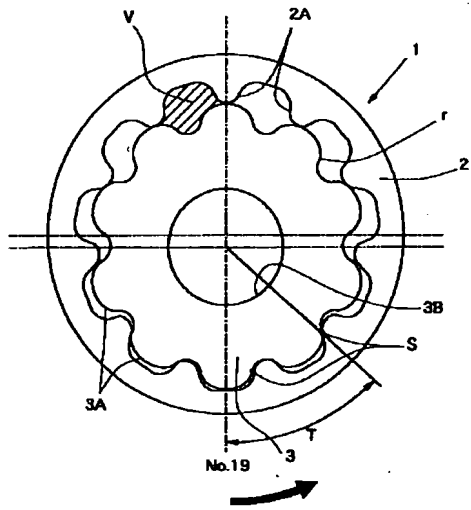
【図3】



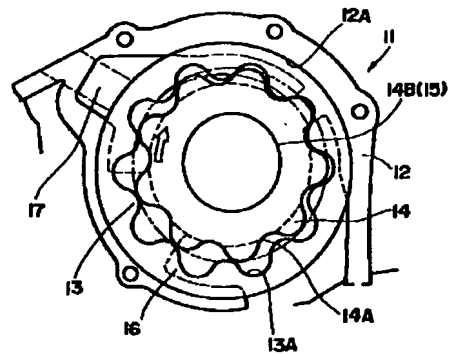
【図4】



【図5】



【図6】



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-166091

(43) 公開日 平成9年(1997)6月24日

(51) Int.Cl.⁶

F 0 4 C 2/10

識別記号

3 2 1

庁内整理番号

F I

F 0 4 C 2/10

技術表示箇所

3 2 1 A

審査請求 未請求 請求項の数3 OL (全5頁)

(21) 出願番号 特願平7-326108

(22) 出願日 平成7年(1995)12月14日

(71) 出願人 000006264

三菱マテリアル株式会社

東京都千代田区大手町1丁目5番1号

(72) 発明者 細野 克明

新潟県新潟市小金町三番地1 三菱マテリアル株式会社新潟製作所内

(72) 発明者 片桐 学

新潟県新潟市小金町三番地1 三菱マテリアル株式会社新潟製作所内

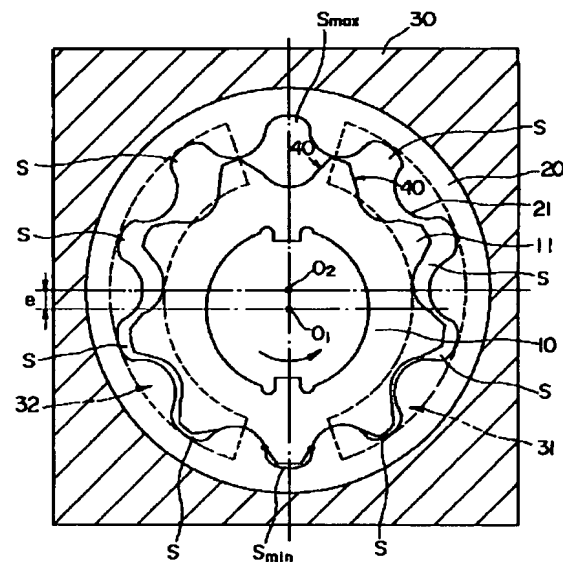
(74) 代理人 弁理士 志賀 正武 (外2名)

(54) 【発明の名称】 オイルポンプロータ

(57) 【要約】

【課題】 インナーロータの外歯とアウトロータの内歯とが各セルの前後において必ず摺接しているため、これらの摺動抵抗に抗して当該オイルポンプロータを駆動させるために大きな駆動トルクを必要としていた。

【解決手段】 インナーロータ10の外歯11の回転方向前側と後側には、アウトロータ20の内歯21と接触をもたない逃げ部40が設けられ、該逃げ部40は、外歯11が内歯21と噛み合うときの噛み合い点 k_1 、 k_2 と、外歯11がセルSの容積が最大となるときの内歯21との接触点 p_1 、 p_2 との間に形成されている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 n (n は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウトロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送するオイルポンプロータにおいて、

前記インナーロータの外歯および前記アウトロータの内歯は、トロコイド曲線もしくはサイクロイド曲線から形成されており、かつ、インナーロータの外歯の回転方向前側と後側には、アウトロータの内歯と接触をもたない逃げ部が設けられていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項2】 前記逃げ部は、前記インナーロータの外歯が前記アウトロータの内歯と噛み合うときの噛み合い点と、インナーロータの外歯がセルの容積が最大となるときのアウターロータの内歯との接触点との間に形成されていることを特徴とする請求項1に記載のオイルポンプロータ。

【請求項3】 前記逃げ部は、前記インナーロータの外歯が前記アウトロータの内歯と噛み合うときの噛み合い点と、インナーロータの外歯がセルの容積が最大となるときのアウターロータの内歯との接触点との間の一部に形成されていることを特徴とする請求項1に記載のオイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、インナーロータとアウトロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するオイルポンプロータに関する。

【0002】

【従来の技術】 従来のオイルポンプロータは、 m (m は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、この外歯に噛み合う $m+1$ 枚の内歯が形成されたアウトロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えており、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウトロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するようになっている。

【0003】 セルは、その回転方向前側と後側で、それぞれインナーロータの外歯とアウトロータの内歯とが接触することによってそれぞれ個別に仕切られている。各セルは、外歯と内歯との噛み合いの過程の途中において容積が最小となり、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入する。そして、容積が最大となったあと、吐出ポートに沿って移動するときに容

積を減少させて流体を吐出する。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、上記のオイルポンプロータにおいては、両ロータの端面とケーシングとの間、アウトロータの外周とケーシングとの間が常に摺接し、さらにインナーロータの外歯とアウトロータの内歯とが各セルの前後において必ず摺接しているため、これらの摺動抵抗に抗して当該オイルポンプロータを駆動させるために大きな駆動トルクを必要としていた。

【0005】 本発明は上記の事情に鑑みてなされたものであり、インナーロータの外歯とアウトロータの内歯との摺接箇所を減らすことによって摺動抵抗を小さくして、オイルポンプロータの駆動トルクを低減することを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】 請求項1に記載のオイルポンプロータは、 n (n は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウトロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送するもので、前記インナーロータの外歯および前記アウトロータの内歯は、トロコイド曲線もしくはサイクロイド曲線から形成されており、かつ、インナーロータの外歯の回転方向前側と後側には、アウトロータの内歯と接触をもたない逃げ部が設けられていることを特徴とする。

【0007】 請求項2に記載のオイルポンプロータにおける逃げ部は、前記インナーロータの外歯が前記アウトロータの内歯と噛み合うときの噛み合い点と、インナーロータの外歯がセルの容積が最大となるときのアウターロータの内歯との接触点との間に形成されていることを特徴とする。

【0008】 請求項3に記載のオイルポンプロータにおける逃げ部は、前記インナーロータの外歯が前記アウトロータの内歯と噛み合うときの噛み合い点と、インナーロータの外歯がセルの容積が最大となるときのアウターロータの内歯との接触点との間の一部に形成されていることを特徴とする。

【0009】 本発明のオイルポンプロータにおいては、インナーロータの外歯がアウトロータの内歯と噛み合う過程、および容積最大となったセルが吸入ポート側から吐出ポート側へ移動する過程においてのみ、インナーロータとアウトロータとが接触し、セルが吸入ポートに沿って増大する過程と、吐出ポートに沿って減少する過程とにおいてはインナーロータとアウトロータとが接触しない。

【0010】

【発明の実施の形態】本発明に係るオイルポンプロータの実施の形態を図1ないし図4に示して詳細に説明する。図1に示すオイルポンプロータは、 n (n は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータ10と、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウトロータ20と、これらインナーロータ10とアウトロータ20とが内部に収納されたケーシング30とを備えている。

【0011】インナーロータ10は、トロコイド曲線に沿って形成された n (本実施の形態においては9) 枚の外歯11を有し、図示しない回転軸に取り付けられて軸心O1を中心としてケーシング30内にて周方向に回転自在に支持されている。

【0012】アウトロータ20は、インナーロータ10と同様にトロコイド曲線に沿って形成された $n+1$ (本実施の形態においては10) 枚の内歯21を有し、軸心O2をインナーロータ10の軸心O1に対して偏心(偏心量: e) させて内歯21を外歯11に噛み合わせて配置され、軸心O2を中心としてケーシング30の内部にて周方向に回転自在に支持されている。

【0013】ケーシング30には、両ロータ10、20の歯面間に形成されるセルSのうち、容積が増大過程にあるセルSに沿って円弧状の吸入ポート31が形成されているとともに、容積が減少過程にあるセルSに沿って円弧状の吐出ポート32が形成されている。

【0014】インナーロータ10の外歯11の回転方向前側と後側には、アウトロータ20の内歯21と接触をもたない逃げ部40が形成されている。この逃げ部40は、インナーロータ10の外歯11のうち、インナーロータの外歯が前記アウトロータの内歯と噛み合うときの噛み合い終点と、セルSの容積が最大となる時の内歯21との接触点との間に形成されている。

【0015】インナーロータ10の外歯11とアウトロータ20の内歯21との噛み合いの状態を図2に示す。インナーロータ10の外歯11の歯先が内歯21の歯溝に噛み合せてアウトロータ20を回転させるとき、外歯11が内歯21を押す力の向きを示す線を作作用線といい、図中に1で示す。外歯11と内歯21との噛み合いは、この作用線1に沿って行なわれる。噛み合いを開始する交点K1、および噛み合いを終える交点K2を形成する外歯11の歯面上の点は常に一定であり、これらの点を外歯11の噛み合い始点k1、終点k2とみなす。ひとつの外歯11について見れば、噛み合い始点k1は回転方向後側に形成され、噛み合い終点k2は回転方向前側に形成される。

【0016】セルSの容積が最大となる時のインナーロータ10の外歯11とアウトロータ20の内歯21との接触の状態を図3に示す。セルSの容積が最大となるのは、外歯11間の歯溝と内歯21間の歯溝とが正対したときである。このとき、セルS_{max}の前方に位置す

る外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接点P1にて接するとともに、セルS_{max}の後方に位置する外歯11の歯先とが接点P2にて接する。セルSの容積が最大となる接点P1、P2を形成する外歯11の歯面上の点は常に一定であり、これら点を外歯11の前接点p1、後接点p2とみなす。ひとつの外歯11について見れば、前接点p1は回転方向後側に形成され、後接点p2は回転方向前側に形成される。

【0017】逃げ部40は、図4に示すように、回転方向前側に位置する噛み合い終点k2と後接点p2との間の歯面、および回転方向後側に位置する噛み合い始点k1と前接点p1との間の歯面を切除した状態に形成されており、この間の外歯11の歯面は内歯21との接触を一切もたないようになっている。

【0018】上記のように構成されたオイルポンプロータについて、セルSの1サイクルにおける容積の増減とインナーロータ10の外歯11とアウトロータ20の内歯21との接触の状態とを以下に示す。

【0019】まず、外歯11と内歯21との噛み合いの過程では、従来と同様に外歯11の歯先が内歯21の歯溝に噛み合せてアウトロータ20を回転させている。

【0020】外歯11と内歯21との噛み合いを終え、吸入ポート31に沿ってセルSの容積が増大する過程に移ると、従来アウトロータの内歯と接触していたインナーロータ10の外歯11の回転方向前側に逃げ部40が設けられているために、セルSの前後において外歯11と内歯21とが接触しなくなる。

【0021】セルSの前方が吸入ポート31を通過すると、まずセルSの前方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接する。続いてセルSの後方が吸入ポート31を通過すると、セルSの後方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先とが接し、吸入ポート31と吐出ポート32との間で容積最大のセルS_{max}が形成される。セルSの後方に位置する外歯11の歯先と内歯21の歯先との接触は、この接触点が吐出ポート31に差し掛かるまで保たれる。

【0022】吐出ポート31に沿ってセルSの容積が減少する過程に移ると、従来アウトロータの内歯と接触していたインナーロータ10の外歯11の回転方向後側に逃げ部40が設けられているために外歯11と内歯21とが接触しなくなる。

【0023】この結果、外歯11と内歯21との噛み合いの過程と、セルSの容積が最大となって吸入ポート31側から吐出ポート32側に移動する過程においてのみ外歯11と内歯21とが接触し、セルSの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程と、セルSの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては外歯11と内歯21とが接触しないので、インナーロータ10の外歯11とアウトロータ20の内歯21との摺接箇所が減り、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなる。

【0024】本実施の形態において説明したオイルポンプロータによれば、外歯11と内歯21との噛み合いの過程と、セルSの容積が最大となって吸入ポート31側から吐出ポート32側に移動する過程においてのみ外歯11と内歯21とが接触し、セルSの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程と、セルSの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては外歯11と内歯21とが接触しないので、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との摺接箇所が減り、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなる。したがって、オイルポンプロータを駆動するために必要な駆動トルクを低減してオイルポンプロータとしての機械効率を向上させることができる。

【0025】ところで、セルSの容積が吸入ポート31に沿って増大する過程、およびセルSの容積が吐出ポート32に沿って減少する過程においては、隣り合うセルSどうしが、逃げ部40が設けられることによって連通状態となる。しかしながら、両過程において各セルSは吸入ポート31、もしくは吐出ポート32に沿って位置するためもともと連通状態であるので、このことがオイルポンプロータの搬送効率を低下させる原因となるものではない。

【0026】なお、本実施の形態においては、インナーロータの外歯およびアウターロータの内歯がトロコイド曲線に沿って形成されたものを採用したが、これに代えて、インナーロータの外歯およびアウターロータの内歯がサイクロイド曲線に沿って形成されたものを採用してもよい。

【0027】

【発明の効果】本発明のオイルポンプロータによれば、インナーロータの外歯がアウターロータの内歯と噛み合うときの噛み合い終点と、インナーロータの外歯がセルの容積が最大となるときのアウターロータの内歯との接触点との間、もしくはその一部に逃げ部が形成されてお

り、外歯と内歯との噛み合いの過程と、セルの容積が最大となって吸入ポート側から吐出ポート側に移動する過程においてのみ外歯と内歯とが接触し、セルの容積が吸入ポートに沿って増大する過程と、セルの容積が吐出ポートに沿って減少する過程においては外歯と内歯とが接触しないので、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯との摺接箇所が減り、歯面間に生じる摺動抵抗が小さくなる。したがって、オイルポンプロータを駆動するために必要な駆動トルクを低減してオイルポンプロータとしての機械効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るオイルポンプロータの実施の形態を示す平面図である。

【図2】図1に示すオイルポンプロータにおけるインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との噛み合いの状態を示す要部平面図である。

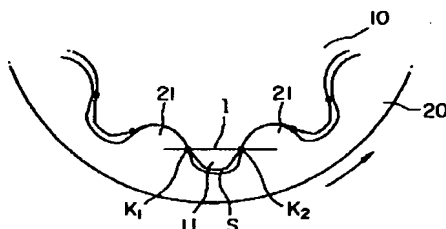
【図3】図1に示すオイルポンプロータにおけるセルの容積が最大となるときのインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との接触の状態を示す要部平面図である。

【図4】図1に示すオイルポンプロータにおけるインナーロータの外歯を示す要部平面図である。

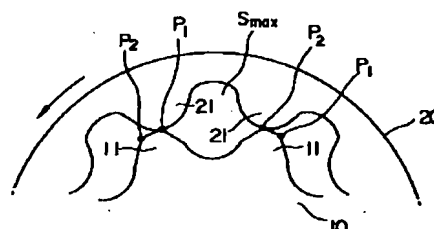
【符号の説明】

- 10 インナーロータ
- 11 外歯
- 20 アウターロータ
- 21 内歯
- 30 ケーシング
- 31 吸入ポート
- 32 吐出ポート
- 40 逃げ部
- S セル
- k1、k2 噛み合い点
- p1、p2 接触点

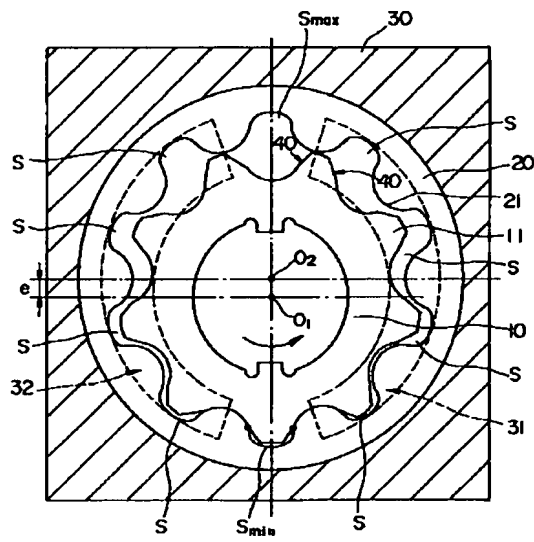
【図2】



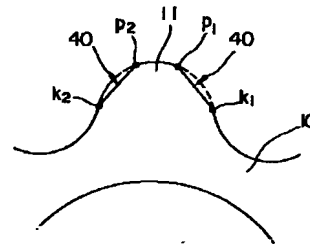
【図3】



【図1】



【図4】



Disclaimer:

This English translation is produced by machine translation and may contain errors. The JPO, the INPIT, and those who drafted this document in the original language are not responsible for the result of the translation.

Notes:

1. Untranslatable words are replaced with asterisks (****).
2. Texts in the figures are not translated and shown as it is.

Translated: 02:13:31 JST 11/05/2007

Dictionary: Last updated 10/12/2007 / Priority: 1. Mechanical engineering

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] In the inscribed-in type lubricating oil pump rotor which consists of an inner rotor which has n external teeth, and an outer rotor which has the internal tooth of $n+1$ The inscribed-in type lubricating oil pump rotor characterized by the number of teeth (n : piece) of said inner rotor, eccentricity (e :mm), and the diameter (D :mm) of an addendum circle using as an inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.120 \leq e.n/(\pi \cdot D) \leq 0.140$ of following type.

[Claim 2] [that the number of teeth (n : piece) of said inner rotor, eccentricity (e :mm), and the radii (R :mm) of the generating circle of the tooth form of an inner rotor used as the inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.20 \leq n.R/(\pi \cdot D) \leq 0.35$] The inscribed-in type lubricating oil pump rotor according to claim 1 by which it is characterized.

[Claim 3] The inscribed-in type lubricating oil pump rotor according to claim 1 or 2 characterized by the numbers of teeth (n) of said inner rotor being eight or more integers.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]**[0001]**

[Industrial Application] About an inscribed-in type lubricating oil pump rotor, an engagement number of teeth is suitable for especially this invention, and it relates to the small inscribed-in type lubricating oil pump rotor of bearing stress.

[0002]

[Description of the Prior Art] Since the trochoid rotor which has a trochoid tooth form as a reduction gear for inscribed-in type lubricating oil pumps has advantages, such as merit of the effectiveness, and the ease of manufacturing, it has spread widely.

[0003] As shown in drawing 6 , in the rotor room 12A of casing 12, an inner rotor 14 is inscribed in in the state of eccentricity, and this inscribed-in type lubricating oil pump 11 is attached by the outer rotor 13. An outer rotor 13 has the internal-tooth part 13A formed in the radii gear tooth in inner circumference, and on the other hand, it has the external-tooth part 14A formed in the perimeter at the trochoid gear tooth, and an inner

rotor 14 forms two or more opening parts, and it is engaging it. One direction of number of the internal-tooth part 13A and the external-tooth parts 14A of an inner rotor 14 has decreased. And said outer rotor 13 has fitted in free [a revolution] in the rotor room 12A of casing 12. Moreover, said inner rotor 14 had the main pore 14B in that central part, and the drive shaft 15 has fitted into this main pore 14B. Furthermore, on both sides of the main shaft of both the rotors 13 and 14, an admission port 16 and the discharge opening 17 are formed in the rotor room 12A of said casing 12 at both sides. And at the time of an activity, an inner rotor 14 rotates through a drive shaft 15. In connection with it, an outer rotor 13 also rotates in this direction by engagement with the internal-tooth part 13A and the external-tooth part 14A. While an outer rotor 13 and an inner rotor 14 make one revolution, the volume of each opening part changes to size, inhales oil in an admission port 16, and it breathes out oil with the discharge opening 17.

[0004] An example of a trochoid rotor is shown in drawing 3 conventionally which is used for such an inscribed-in type lubricating oil pump. The inner rotor 3 which has nine external teeth 3A is inscribed in the outer rotor 2 which has the internal tooth 2A of ten pieces in the state of eccentricity, and this trochoid rotor 1 is attached to it. Said outer rotor 2 and the inner rotor 3 are forming and engaging two or more opening part slack transport rooms V. Moreover, said inner rotor 3 has the main pore 3B in the central part. In addition, S is the gearing point of an inner rotor 3 and an outer rotor 2, and T is the propagation include angle of the engagement torque of an inner rotor 3 and an outer rotor 2. The diameter (D) of an addendum circle is 70.00 mm, eccentricity (e) is 3.50mm, the radii (R) of the generating circle of the tooth form of an inner rotor 3 are 8.55mm, and, as for this inner rotor 3, the minimum radius of curvature r of the inner rotor external-tooth tooth form has become 0.04mm.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] [the conventional trochoid rotor 1 as shown in above-mentioned drawing 3 and drawing 6] When used in the high velocity revolution and the high load operation area, in engagement with an inner rotor 3 and an outer rotor 2, there was a trouble that there are often too few the engagement numbers of teeth, or the durable engine performance of a pump falls since the bearing stress of engagement is too large, or the noise occurred. And it was very difficult to rationalize these engagement numbers of teeth and the bearing stress of engagement both.

[0006] This invention is accomplished based on the above-mentioned trouble, and an engagement number of teeth is suitable and aims at offering the small inscribed-in type lubricating oil pump rotor of bearing stress.

[0007]

[Means for solving problem] [the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of Claim 1 of this invention] In the inscribed-in type lubricating oil pump rotor which consists of an inner rotor which has n external teeth, and an outer rotor which has the internal tooth of $n+1$ The number of teeth (n: piece) of said inner rotor, eccentricity (e:mm), and the diameter (D:mm) of an addendum circle use as an inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.120 \leq e.n/(\pi-D)$ of following type ≤ 0.140 .

[0008] [moreover, the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of Claim 2] The number of teeth (n: piece) of said inner rotor, eccentricity (e:mm), and the radii (R:mm) of the generating circle of the tooth form of an inner rotor use as an inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.20 \leq n.R/(\pi-D)$ of following type ≤ 0.35 .

[0009] Furthermore, the numbers of teeth (n) of said inner rotor of the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of Claim 3 are eight or more integers.

[0010]

[Function] with the architecture of Claim 1 of this invention, the number of teeth (n: piece) of an inner rotor, eccentricity (e:mm), and the diameter (D:mm) of the addendum circle are using as the inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.120 \leq e.n/(\pi-D) \leq 0.140$ -- [come out and] An engagement number of teeth and bearing stress are proper, and there is little lowering of the inscribed-in type lubricating oil pump rotor durable engine performance which is obtained for this reason, and the noise is small. This is the minimum radius of curvature r of the external-tooth tooth form of an inner rotor by carrying out within the limits of said formula 0.1 It is because it can carry out above.

[0011] Moreover, since the number of teeth (n: piece) of said inner rotor, eccentricity (e:mm), and the radii (R:mm) of the generating circle of the tooth form of an inner rotor are using as the inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.20 \leq n.R/(\pi-D) \leq 0.35$ with the architecture of Claim 2 The durable engine performance of an inscribed-in type lubricating oil pump rotor is improving further.

[0012] Furthermore, since the numbers of teeth (n) of said inner rotor are eight or more integers with the architecture of Claim 3, it is the value of a presumed engagement number of teeth 2.0 It can be considered as the above and the durable engine performance and low noise nature of an inscribed-in type lubricating oil pump rotor can be raised further.

[0013]

[Working example] With reference to an accompanying drawing, this invention is explained in full detail hereafter. As shown in drawing 1, the inner rotor 3 which has ten external teeth 3A is inscribed in the outer rotor 2 which has the internal tooth 2A of 11 pieces in the state of eccentricity, and the inscribed-in type lubricating oil pump rotor 1 is attached to it. Said outer rotor 2 and the inner rotor 3 are forming and engaging two or more opening part slack transport rooms V. Moreover, said inner rotor 3 has the main pore 3B in the central part. In addition, S is the gearing point of an inner rotor 3 and an outer rotor 2, and r is the minimum radius of curvature of an inner rotor external-tooth tooth form. In said inscribed-in type lubricating oil pump rotor 1, the include-angle range T considered that the engagement torque of an inner rotor 3 and an outer rotor 2 is transmitted is about 45 degrees. In such an inscribed-in type lubricating oil pump rotor 1, the number of teeth (n: piece) of the external tooth 3A of an inner rotor 3, eccentricity (e:mm), and the diameter (D:mm) of an addendum circle have the tooth form which fills $0.120 \leq e.n/(\pi-D) \leq 0.140$. Said formula value (it is called Following beta) is 0.120. In the following, a presumed engagement number of teeth decreases and about [that the durable engine performance of a pump falls] and the noise becomes large. On the other hand, the value of beta is 0.140. If it exceeds, the value of the minimum radius of curvature r of an inner rotor external-tooth tooth form serves as the minimum, in engagement of an inner rotor 3 and an outer rotor 2, the bearing stress of the part will become very high to a degree, and about [that the durable engine performance of a pump falls] and the noise will become large. In addition, the value of said minimum radius of curvature r is the minimum radius of curvature of the tooth form of the internal tooth 3A at the time of assuming in the range with which $0.15 \leq (n-R)/(\pi-D) \leq 0.45$ which is the anticipated-use range about the radii R of the generating circle of the tooth form of an inner rotor 3 are filled. And when the value of said minimum radius of curvature r was set to 0.1mm or less, bearing stress reached infinity as a

matter of fact, and even if this invention person manufactured the rotor with what kind of construction material, he found out the event of causing lowering of the durable engine performance. If the value of said minimum radius of curvature r exceeds 2.5 mm, a tooth form will become gently-sloping too much, the effectiveness of engagement falls, the slip ratio of the external-tooth tooth form of an inner rotor 3 and the internal-tooth tooth form of an outer rotor 2 increases, and the durable engine performance falls on the contrary.

[0014] Moreover, as for the maximum, it is desirable that it is more than 2.0 (piece) because of the propagation in which the torque of an engagement number of teeth is positive. Therefore, as for the number of teeth (n) of the external tooth 3A of an inner rotor 3, it is desirable that they are eight or more pieces.

[0015] Moreover, even if the value of Above beta is the same, the durable engine performance is greatly influenced with the radii (R) of the generating circle of the tooth form of an inner rotor. Therefore, the number of teeth (n : piece) of said inner rotor, eccentricity (e :mm), and the radii (R :mm) of an inner rotor generating circle are the following types. It is desirable to have the tooth form which fills $0.20 \leq n.R/(\pi-D) \leq 0.35$. Since the radii R of the generating circle of the tooth form of an inner rotor will become comparatively large if said formula value (it is called Following gamma) exceeds 0.35, the estimate of said minimum radius of curvature r becomes small relatively, the durable engine performance of a pump falls, and it goes in the direction in which the noise becomes large. On the other hand, by less than 0.20, since the radii (R) of a generating circle become small too much, the value of Above gamma can enlarge the estimate of the minimum radius of curvature r , but a possibility of reinforcement falling and having and reducing the durable engine performance shortly since the magnitude of the radii gear tooth of an outer rotor 2 becomes small relatively is produced.

[0016] Said inscribed-in type lubricating oil pump rotor 1 can be used being able to include in the inscribed-in type lubricating oil pump shown in said drawing 6.

[0017] The values of Above beta of the inscribed-in type lubricating oil pump rotor 1 of this invention which was mentioned above are 0.120-0.140. Since it is in within the limits, an engagement number of teeth is suitable and it is easy to generate a trochoid curve with small bearing stress. By carrying out especially the value of gamma within the limits of 0.35-0.20, it can be considered as the inscribed-in type lubricating oil pump rotor which was excellent with the durable engine performance. Furthermore, by considering it as the number of teeth (n) with eight or more pieces of the external tooth 3A of an inner rotor 3 with the trochoid rotor 1 of this invention, an engagement number of teeth can be made or more into 2.0, and the transmission efficiency of torque is good.

[0018] The following concrete work examples explain this invention still in detail.

[0019] Work-example 1 eccentricity (e) The inner rotor (No.1-4) was designed, respectively as within the limits which fulfills the radii (R) of 1.50mm, (diameter D) 36.20 mm of an addendum circle, (number-of-teeth n) 8-11 piece, and an inner rotor generating circle for $0.15 \leq n.R/(\pi-D) \leq 0.45$. The number of teeth (n) of this inner rotor, eccentricity (e), and the diameter (D) of an addendum circle are shown in Table 1. And beta ($e.n/(\pi-D)$) was computed from the value of the number of teeth (n : piece) of each inner rotor, eccentricity (e :mm), the diameter (D :mm) of an addendum circle, and the radii (R :mm) of an inner rotor generating circle. Moreover, the range and the number of presumed engagement of the minimum radius of curvature r were calculated. A result is shown in Table 2. The inscribed-in type lubricating oil pump rotor using the thing

equivalent to this inner rotor of No.3 is shown in drawing 2 . In addition, the actual measurement of the value of r in the inner rotor shown in drawing 2 was 0.95mm.

[0020]

[Table 1]

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)
1	8	1.50	36.20
2	9	1.50	36.20
3	10	1.50	36.20
4	11	1.50	36.20

[0021]

[Table 2]

No.	β	r^*	推定嚙合数**
1	0.106	2.25～ 4.13	2.0 以下
2	0.119	1.59～ 2.97	2.13以下
3	0.132	0.49～ 1.35	2.25以下
4	0.145	0.06以下	2.38以下

注) * r の範囲: 歯形の創成円半径 R を通常の使用範囲である
 $0: 1.5 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.45$ を満たすものと
 仮定した場合における計算値の範囲 (単位はmm)。

**推定嚙合数: インナーロータ 3 とアウターロータ 4 とが噛み合うと考えられる角度範囲 T において回転中に噛み合う歯数 (個) を計算した。

[0022] Even if it is the inner rotor which has the same eccentricity (e) and the diameter (D) of an addendum circle so that clearly from Table 2, the value of β is different with a difference of a number of teeth. The values of this β are 0.120-0.140. As for the inner rotor of No.3 in within the limits, the range of the minimum radius of curvature r is 0.1-2.5. It was within the limits and the presumed engagement number of teeth was 2.25 or less pieces. On the other hand, the value of β is 0.120. It reaches No.1, the range of the minimum radius of curvature r exceeds 2.5 mm in the inner rotor of 2, and the value of β is [which is the following] 0.140. The range of the minimum radius of curvature r of the inner rotor of No.4 to exceed was under 0.1 mm.

[0023] Work-example 2 eccentricity (e) The inner rotor (No.5-8) was designed, respectively as within the limits which fulfills the radii (R) of 3.50mm, (diameter D) 70.00 mm of an addendum circle, (number-of-teeth

n) 6-9 piece, and an inner rotor generating circle for $0.15 \leq n.R/(\pi-D) \leq 0.45$. The number of teeth (n) of this inner rotor, eccentricity (e), and the diameter (D) of an addendum circle are shown in Table 3. Moreover, β ($e.n/(\pi-D)$) was computed from the value of the number of teeth (n: piece) of each inner rotor, eccentricity (e:mm), the diameter (D:mm) of an addendum circle, and the radii (R:mm) of an inner rotor generating circle. Moreover, the range and the number of presumed engagement of the minimum radius of curvature r were calculated. A result is shown in Table 4. The inscribed-in type lubricating oil pump rotor (conventional example) using the thing equivalent to this inner rotor of No.8 is shown in drawing 3. The actual measurement of the value of r in the inner rotor of drawing 3 was 0.04.

[0024]

[Table 3]

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)
5	6	3.50	70.00
6	7	3.50	70.00
7	8	3.50	70.00
8	9	3.50	70.00

[0025]

[Table 4]

No.	β	r	推定嚙合数
5	0.095	6.65～ 10.34	1.75以下
6	0.111	4.76～ 7.50	1.88以下
7	0.127	0.73～ 2.28	2.0 以下
8	0.143	0.06以下	2.13以下

[0026] Even if it is the inner rotor which has the same eccentricity (e) and the diameter (D) of an addendum circle so that clearly from Table 4, the value of β is different with a difference of a number of teeth. The values of this β are 0.120-0.140. The range of the minimum radius of curvature r is within the limits of 0.1 - 2.5 mm, and the presumed engagement number of teeth of the inner rotor of No.7 in within the limits is 2.0. It was below **. On the other hand, the value of β is 0.120. It reaches No.5, the range of the minimum radius of curvature r exceeds 2.5 mm in the inner rotor of 6, and the value of β is [which is the following] 0.140. The range of the minimum radius of curvature r of the inner rotor of No.8 to exceed was under 0.1 mm.

[0027] Work-example 3 eccentricity (e) The inner rotor (No.9-13) was designed, respectively as within the limits which fulfills the radii (R) of 2.50mm, (diameter D) 80.00 mm of an addendum circle, (number-of-teeth n) 11-15 piece, and an inner rotor generating circle for $0.15 \leq n.R/(\pi-D) \leq 0.45$. The number of teeth (n) of

this inner rotor, eccentricity (e), and the diameter (D) of an addendum circle are shown in Table 5. Moreover, β ($e.n/(\pi \cdot D)$) was computed from the value of the number of teeth (n: piece) of each inner rotor, eccentricity (e:mm), the diameter (D:mm) of an addendum circle, and the radii (R:mm) of an inner rotor generating circle. Moreover, the range and the number of presumed engagement of the minimum radius of curvature r were calculated. A result is shown in Table 6.

[0028]

[Table 5]

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)
9	1 1	2.50	80.00
10	1 2	2.50	80.00
11	1 3	2.50	80.00
12	1 4	2.50	80.00
13	1 5	2.50	80.00

[0029]

[Table 6]

No.	β	r	推定嚙合数
9	0.109	3.48～ 7.06	2.38以下
10	0.119	1.11～ 2.65	2.50以下
11	0.129	0.20～ 1.70	2.63以下
12	0.139	0.18～ 0.56	2.75以下
13	0.149	0.05以下	2.88以下

[0030] Even if it is the inner rotor which has the same eccentricity (e) and the diameter (D) of an addendum circle so that clearly from Table 6, the value of β is different with a difference of a number of teeth. The values of this β are 0.120-0.140. The range of the minimum radius of curvature r was within the limits of 0.1 - 2.5 mm, and the inner rotor of No.11 and No.12 in within the limits was 2.75 or less pieces and 2.88 pieces or less in presumed engagement numbers of teeth. On the other hand, the value of β is 0.120. It reaches No.9, the range of the minimum radius of curvature r exceeds 2.5 mm in the inner rotor of 10, and the value of β is [which is the following] 0.140. The range of the minimum radius of curvature r of the inner rotor of No.13 to exceed was under 0.1 mm.

[0031] Work-example 4 eccentricity (e) The inner rotor (No.14-17) was designed, respectively as within the limits which fulfills the radii (R) of 3.715mm, (diameter D) 59.00 mm of an addendum circle, (number-of-teeth n) 4-7 piece, and an inner rotor generating circle for $0.15 \leq n \cdot R / (\pi \cdot D) \leq 0.45$. The number of teeth (n) of

this inner rotor, eccentricity (e), and the diameter (D) of an addendum circle are shown in Table 7. Moreover, β ($e.n/(\pi \cdot D)$) was computed from the value of the number of teeth (n: piece) of each inner rotor, eccentricity (e:mm), the diameter (D:mm) of an addendum circle, and the radii (R:mm) of an inner rotor generating circle. Moreover, the range and the number of presumed engagement of the minimum radius of curvature r were calculated. A result is shown in Table 8.

[0032]

[Table 7]

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)
14	4	3.715	59.00
15	5	3.715	59.00
16	6	3.715	59.00
17	7	3.715	59.00

[0033]

[Table 8]

No.	β	r	推定嚙合数
14	0.0802	9.59～ 12.16	1.50以下
15	0.100	6.21～ 8.80	1.63以下
16	0.120	1.48～ 3.76	1.75以下
17	0.140	0.08以下	1.88以下

[0034] The presumed engagement number of teeth of the inner rotor of No.14-17 whose a number of teeth is eight or less pieces so that clearly from Table 8 is 2.0. It was *****. This originates in that there are few numbers of teeth.

[0035] Work-example 5 eccentricity (e) as (radii R) 4.55mm of 1.50mm, (diameter D) 36.20 mm of an addendum circle, (number-of-teeth n) 10 piece, and an inner rotor generating circle Except that the radii (R) of an inner rotor generating circle were different from the inner rotor shown in drawing 2 equivalent to said inner rotor of No.3, the inner rotor (No.18) of the almost same many origin was manufactured. The number of teeth (n) of this inner rotor, eccentricity (e), the diameter (D) of an addendum circle, and the radii (R) of an inner rotor generating circle are shown in Table 9. Moreover, β ($e.n/(\pi \cdot D)$) and γ ($n.R/(\pi \cdot D)$) were computed from the value of the number of teeth (n: piece) of this inner rotor, eccentricity (e:mm), the diameter (D:mm) of an addendum circle, and the radii (R:mm) of an inner rotor generating circle. Moreover, the range and the number of presumed engagement of the minimum radius of curvature r were calculated. A result is shown in Table 10 with the result of the inner rotor shown in drawing 2. The inscribed-in type lubricating oil pump rotor using this inner rotor of No.18 is shown in drawing 4. In addition, the actual

measurement of the value of r in the inner rotor of drawing 4 was 0.53mm.

[0036] Work-example 6 eccentricity (e) 1.50mm, (diameter D) 36.20 mm of an addendum circle, Number of teeth (n) Except that the radii (R) of an inner rotor generating circle were different from the inner rotor shown in drawing 2 which is equivalent to said inner rotor of No.3 as (radii R) 4.55mm of ten pieces and an inner rotor generating circle, the inner rotor (No.19) of the almost same many origin was manufactured. The number of teeth (n) of this inner rotor, eccentricity (e), the diameter (D) of an addendum circle, and the radii (R) of an inner rotor generating circle are shown in Table 9. Moreover, β ($e.n/(\pi-D)$) and γ ($n.R/(\pi-D)$) were computed from the value of the number of teeth (n : piece) of this inner rotor, eccentricity (e :mm), the diameter (D :mm) of an addendum circle, and the radii (R :mm) of an inner rotor generating circle. Moreover, the range and the number of presumed engagement of the minimum radius of curvature r were calculated. A result is shown in Table 10 with the result of the inner rotor shown in drawing 2. The inscribed-in type lubricating oil pump rotor using this inner rotor of No.19 is shown in drawing 5.

[0037]

[Table 9]

No.	n (個)	e (mm)	D (mm)	R (mm)
18	10	1.50	36.20	4.55
19	10	1.50	36.20	1.70
3 *	10	1.50	36.20	3.42

[0038]

[Table 10]

No.	β	γ	r	推定噛合数
18	0.132	0.40	0.53	2.25以下
19	0.132	0.15	1.35	2.25以下
3 *	0.132	0.30	0.95	2.25以下

注) *No. 3に相当する図2に示すインナーロータ。

[0039] Even if it is the inner rotor which has the almost same many origin except the radii (R) of an inner rotor generating circle so that clearly from Table 10 The estimate of the value of γ was greatly different, and was good, and the presumed engagement number of teeth was 2.25 or less pieces. [of the value of r of the inner rotor of No.3 especially whose value of γ is within the limits of 0.20-0.35]

[0040]

[Effect of the Invention] [the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of Claim 1 of this invention] In the inscribed-in type lubricating oil pump rotor which consists of an inner rotor which has n external teeth, and an outer rotor which has the internal tooth of $n+1$ Since the number of teeth (n : piece) of said inner rotor, eccentricity (e :mm), and the diameter (D :mm) of an addendum circle use as an inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.120 \leq e.n/(\pi-D) \leq 0.140$ An engagement number of teeth

and bearing stress are proper, and there is little lowering of the inscribed-in type lubricating oil pump rotor durable engine performance which is obtained for this reason, and the noise is small.

[0041] [moreover, the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of Claim 2] Since the number of teeth (n: piece) of said inner rotor, eccentricity (e:mm), and the radii (R:mm) of an inner rotor generating circle use as an inner rotor tooth form the trochoid tooth form which fills $0.20 \leq n.R/(\pi-D)$ of following type ≤ 0.35 The durable engine performance and low noise nature of an inscribed-in type lubricating oil pump rotor are improving further.

[0042] Furthermore, since the numbers of teeth (n) of said inner rotor are eight or more integers, the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of Claim 3 is the value of an engagement number of teeth 2.0 It can be considered as the above and the durable engine performance and low noise nature of an inscribed-in type lubricating oil pump rotor can be raised further.

[Translation done.]

Disclaimer:

This English translation is produced by machine translation and may contain errors. The JPO, the INPIT, and those who drafted this document in the original language are not responsible for the result of the translation.

Notes:

1. Untranslatable words are replaced with asterisks (****).
2. Texts in the figures are not translated and shown as it is.

Translated: 02:15:08 JST 11/05/2007

Dictionary: Last updated 10/12/2007 / Priority: 1. Mechanical engineering

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the top view showing the inscribed-in type lubricating oil pump rotor by the 1st work example of this invention.

[Drawing 2] It is the top view showing the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of No.3.

[Drawing 3] It is the top view showing the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of No.8.

[Drawing 4] It is the top view showing the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of No.18.

[Drawing 5] It is the top view showing the inscribed-in type lubricating oil pump rotor of No.19.

[Drawing 6] It is the schematic diagram showing an inscribed-in type lubricating oil pump.

[Explanations of letters or numerals]

1 Inscribed-in Type Lubricating Oil Pump Rotor

2 Outer Rotor

2A Internal tooth

3 Inner Rotor

3A External tooth

[Translation done.]